

ATTORNEY DOCKET NO.: 71205

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicant : BLOTENBERG
Serial No :
Confirm No :
Filed :
For : PROCESS FOR THE...
Art Unit :
Examiner :
Dated : January 22, 2004

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

PRIORITY DOCUMENT

In connection with the above-identified patent application, Applicant herewith submits a certified copy of the corresponding basic application filed in

Germany


Number: 103 04 063.3

Filed: 31/Jan./2003

the right of priority of which is claimed.

Respectfully submitted
for Applicant(s),

By:


John James McGlew
Reg. No.: 31,903
McGLEW AND TUTTLE, P.C.

JJM:tf

Enclosure: - Priority Document
71205.5

DATED: January 22, 2004
SCARBOROUGH STATION
SCARBOROUGH, NEW YORK 10510-0827
(914) 941-5600

NOTE: IF THERE IS ANY FEE DUE AT THIS TIME, PLEASE CHARGE IT TO OUR
DEPOSIT ACCOUNT NO. 13-0410 AND ADVISE.

I HEREBY CERTIFY THAT THIS CORRESPONDENCE IS BEING DEPOSITED WITH
THE UNITED STATES POSTAL SERVICE AS EXPRESS MAIL, REGISTRATION NO.
EV323629282US IN AN ENVELOPE ADDRESSED TO: COMMISSIONER FOR
PATENTS, P.O. BOX 1450, ALEXANDRIA, VA 22313-1450, ON January 22, 2004

McGLEW AND TUTTLE, P.C., SCARBOROUGH STATION,
SCARBOROUGH, NEW YORK 10510-0827

By:  Date: January 22, 2004



Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 103 04 063.3

Anmeldetag: 31. Januar 2003

Anmelder/Inhaber: MAN Turbomaschinen AG, Oberhausen/DE

Bezeichnung: Verfahren zum sicheren Betreiben von
Turbokompressoren mit einer Pumpgrenz-
regelung und einem Pumpgrenzregelventil

IPC: F 04 D 27/02

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ursprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 09. Oktober 2003
Deutsches Patent- und Markenamt
Der Präsident
Im Auftrag

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Scholz', is written over the printed name.

Scholz

Verfahren zum sicheren Betreiben von Turbokompressoren mit einer Pumpgrenzregelung und einem Pumpgrenzregelventil

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum sicheren Betreiben von Turbokompressoren mit einer Pumpgrenzregelung und einem Pumpgrenzregelventil, wobei der Kompressor Gase mit unterschiedlicher Zusammensetzung fördert und die Zusammensetzung des Gases (Molekulargewicht) das Kennfeld des Turbokompressors und damit die Lage der Pumpgrenze im Kennfeld beeinflußt.

Aus der DE 198 28 368 C2 ist ein Verfahren zum Betreiben von zwei- oder mehrstufigen Verdichtern bekannt, bei denen jede Verdichterstufe ein eigenes zwischen einer Druckleitung über eine Umblaseleitung und einer Ansaugleitung angeordnetes Pumpgrenzregelventil aufweist. Dabei bläst jeweils das Pumpgrenzregelventil in die Ansaugleitung der zugehörigen Verdichterstufe ab. Weiterhin ist jeweils ein Durchflußrechner zum Berechnen des Ansaugdurchflusses sowie ein Rechner für den minimalen zulässigen Solldurchfluß vorgesehen, der aus dem Enddruck oder der Förderhöhe ermittelt wird.

Weiter ist aus der EP 0 810 358 A2 ein Verfahren zum Regeln von Gasdrücken eines Regenerators mit einer Gasentspannungsturbine in der Rauchgasleitung mit einem Generator bekannt, wobei ein Prozeßregler die Eintrittsarmaturen einer Gasentspannungsturbine und/oder die Bypaßarmaturen öffnet oder die Bypaßarmaturen drosselt. Dabei sind dem Prozeßregler mehrere Funktionsgeber nachgeschaltet, welche die Stellgrößen für die nachgeschalteten Armaturen vorgeben.

Darüber hinaus ist aus der DE 100 12 380 A1 ein Verfahren zum Schutz eines Turbokompressors mit nachgeschaltetem Prozeß vor

einem Betrieb im instabilen Arbeitsbereich bekannt, wobei ein Maschinenregler verwendet wird, der neben einem Pumpgrenzregler gegebenenfalls einen Saugdruckregler, einen Enddruckregler und einen Bypaßregler aufweist. Aus der Stellung eines den Durchfluß zum Prozeß bestimmenden Stellorgans wird unter Berücksichtigung von gegebenenfalls weiteren Einflußgrößen, wie Kompressoransaugdruck und Kompressoraustrittsdruck und Kompressoransaugtemperatur sowie dem Prozeßdruck, eine Steuermatrix ermittelt. Anhand der Steuermatrix wird bei einer schnellen transienten Arbeitspunktänderung die erforderliche Position des Pumpgrenzregelventils sowie des Bypaßventils, des Saugdruckregelventils und des Stellantriebes für die Kompressoreintrittsschaufeln direkt ermittelt. Die ermittelte Steuergröße wird dann dem Pumpgrenzregelventil, dem Saugdruckregler, dem Enddruckregler und dem Bypaßregler direkt als Stellgröße aufgeschaltet.

Weiterhin ist aus der EP 0 757 180 B1 ein Verfahren zur Vermeidung von Reglerinstabilitäten an Pumpgrenzregelungen zum Schutz eines Turboverdichters vor Pumpen bei groß gewählter Proportionalverstärkung des Pumpgrenzreglers mittels Abblasen über ein Abblaseventil bekannt. Die zeitliche Steuerung der Schließgeschwindigkeit des Abblaseventils erfolgt dabei durch einen asymmetrisch aufgebauten Gradientenbegrenzer, wobei in Öffnungsrichtung keine zeitliche Begrenzung wirksam ist. In Schließrichtung ist jedoch eine parametrierbare zeitliche Begrenzung des Schließvorganges des Abblaseventils vorgesehen.

Bei den bekannten Verfahren wird davon ausgegangen, dass die Lage der Pumpgrenze im Kennfeld des Kompressors bekannt ist. Die Koordinaten des Arbeitspunktes im Kennfeld werden üblicherweise als Kompressionsarbeit oder Enthalpiedifferenz oder Förderhöhe

über dem Ansaugvolumenstrom aufgetragen. Dabei müssen die Parameter der jeweiligen Größen ebenfalls bekannt sein.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zum sicheren Betreiben eines Turbokompressors anzugeben, der in der Lage ist, auch Gase mit unterschiedlicher Zusammensetzung sicher zu verarbeiten, die insbesondere hinsichtlich der Größen für die Gaskonstante R und den Isentropenexponent k nicht hinreichend bekannt ist.

Die zugrundeliegende Aufgabe wird dadurch gelöst, dass die verschiedenen Zusammensetzungen der Gase mit dem Einfluss auf die Lage der Pumpgrenze und damit auch auf die Lage der Pumpgrenzregellinie kompensiert werden, indem innerhalb der Pumpgrenzregelung für die Erfassung von Förderhöhe (Enthalpiedifferenz) Δh und Volumenstrom V vorbestimmte Auslegungswerte für Gaskonstante R , Isentropenexponent k und Kompressibilitätszahl z verwendet werden und in Form einer vorbestimmten Pumpgrenzlinie (Fig. 2, Fig. 4) innerhalb der Pumpgrenzregelung abgebildet werden, wobei Sollwert und Istwert für die Pumpgrenzregelung aus der Abbildung ermittelt werden und der Kompressor mit den ermittelten Soll- und Istwerten für die Pumpgrenzregelung mit einem minimal erforderlichen Abstand zur Pumpgrenze betrieben wird.

Weiterhin hat sich als vorteilhaft erwiesen, dass eine Anzahl von Kennlinien mit jeweils konstanter Drehzahl oder mit jeweils konstanter Geometrie (Leitschaufelstellung oder Stellung einer Drosselarmatur) abgebildet wird, wobei eine Kurvenschar jeweils mit Pumpgrenzregellinien für eine konstante Drehzahl oder konstante Kompressorgeometrie beschrieben wird, dass zwischen den verschiedenen Kurven interpoliert und die Pumpgrenzregellinie bei jeder Drehzahl oder Kompressorgeometrie

korrekt ermittelt wird und der Pumpgrenzregler mit dem minimal erforderlichen Abstand zur Pumpgrenze betrieben wird.

Darüber hinaus hat sich als besonders vorteilhaft herausgestellt, dass anstelle der Interpolation zwischen verschiedenen Pumpgrenzregellinien eine einzige „fiktive“ Regellinie abgebildet wird, deren Lage vom Kennfeld abhängig ist und von den am weitesten rechts liegenden Pumpunkten bestimmt wird.

Alternativ ist das Verfahren zum sicheren Betreiben von Turbokompressoren mit einer Pumpgrenzregelung und einem Pumpgrenzregelventil in vorteilhafter Weise anwendbar, bei dem der Kompressor Gase mit unterschiedlicher Zusammensetzung fördert und die Zusammensetzung der einzelnen Gase (Molekulargewicht) das Kennfeld des Turbokompressors und damit die Lage der Pumpgrenze im Kennfeld unbeeinflusst läßt, wobei innerhalb der Pumpgrenzregelung für die Erfassung von Förderhöhe Δh und Volumenstrom V ein vorbestimmter Auslegungswert für Gaskonstante R , Isentropenexponent k und Kompressibilitätszahl z verwendet wird und in Form einer vorbestimmten Pumpgrenzlinie (Fig. 1) innerhalb der Pumpgrenzregelung abgebildet wird, wobei der Sollwert für die Pumpgrenzregelung aus der Abbildung ermittelt und der Istwert aus erfaßten Meßgrößen berechnet werden und der Kompressor mit den ermittelten Soll- und Istwerten für die Pumpgrenzregelung mit einem minimal erforderlichen Abstand zur Pumpgrenze betrieben wird.

In der Pumpgrenzregelung als einer der wesentlichen Maschinenschutzeinrichtungen für Turbokompressoren wird von der Lage der Pumpgrenze im Kennfeld eines Kompressors Gebrauch gemacht. Innerhalb der Pumpgrenzregelung wird aus der Enthalpiedifferenz der minimal zulässige Durchfluß durch den

Kompressor als Sollwert für den Pumpgrenzregler ermittelt. Bei Kenntnis von Enthalpiedifferenz und Volumenstrom ist dann eine korrekte Pumpgrenzregelung und damit ein sicherer Maschinenschutz möglich.

Die Formeln zur Bestimmung der Koordinaten von Enthalpiedifferenz Δh oder Δh und Volumenstrom V lauten:

$$\Delta h = \frac{k \cdot R \cdot z \cdot T_1}{k-1} \cdot \left[\left\{ \frac{p_2}{p_1} \right\}^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

und

$$\dot{V} = K \sqrt{\frac{\Delta p_1 \cdot R \cdot z \cdot T_1}{p_1}}$$

wobei

R gleich Gaskonstante

k gleich Isentropenexponent

z gleich Kompressibilitätszahl

T_1 gleich Temperatur Saugseite

p_1 gleich Druck auf Saugseite

p_2 gleich Druck auf Druckseite

K gleich Parametrierkonstante für Durchfluß

Δp_1 gleich Differenzdruck über Wirkdrucksensor auf Saugseite

Die Parameter R und k sowie auch z sind von der Gaszusammensetzung abhängig. R ist die Gaskonstante, k ist der Isentropenexponent und z die Kompressibilitätszahl.

Üblicherweise ist die Zusammensetzung des vom Kompressor verdichteten Gases bekannt. In den allermeisten Fällen wird nur ein Gas verdichtet, z.B. Luft, Stickstoff oder ein Prozessgas

mit zeitlich unveränderlicher Zusammensetzung in einem chemischen Prozess. Die Größen R , k und z sind über die gesamte Betriebsdauer des Kompressors konstant und können daher als Konstanten in den Formeln zur Berechnung von Enthalpiedifferenz und Volumenstrom berücksichtigt werden. Die Größen Enthalpiedifferenz und Volumenstrom werden in diesem Fall physikalisch korrekt erfaßt.

In einigen Anwendungen, insbesondere in der chemischen Industrie, sind jedoch auch Verfahren bekannt, in denen sich die Zusammensetzung des Gases über die Zeit ändern kann. Die Größen R , k und z sind dann nicht mehr konstant, sondern diese müssen als zeitlich veränderliche Variable betrachtet werden. Sofern die Größen R , k und z jeweils als bekannt vorauszusetzen oder jederzeit meßtechnisch genau bestimmbar sind, können diese innerhalb der zugrundeliegenden Formeln berücksichtigt werden. Enthalpiedifferenz und Volumenstrom werden dann auch in diesen Fällen jeweils physikalisch korrekt bestimmt. Ein sicherer Maschinenschutz mittels korrekt ermittelter Größen für Sollwert und Istwert ist möglich.

In anderen Anwendungsfällen werden dagegen Kompressoren mit variabler Gaszusammensetzung betrieben, deren Zusammensetzung im Einzelfall nicht bekannt ist. Je nach Zusammensetzung des Gases ergibt sich bei verschiedenen Kompressoren ein anderer Verlauf der Pumpgrenze, der innerhalb der Pumpgrenzregelung zu berücksichtigen ist. Ohne Kenntnis der Gasparameter R , k und z ist die Berücksichtigung eines anderen Verlaufs der Pumpgrenze jedoch normalerweise nicht möglich.

Das vorliegende Verfahren ist deshalb bei den Kompressoren einzusetzen, bei denen der Verlauf der Pumpgrenze bzw. der

Pumpgrenzregellinie im Kennfeld eine Abhängigkeit von zumindest einer Gaszusammensetzung aufweist.

Nachfolgend wird ein Verfahren angegeben, mit dessen Hilfe es möglich ist, auch bei fehlender Kenntnis der Gaszusammensetzung die Differenz aus Sollwert und Istwert für die Pumpgrenzregelung exakt zu bestimmen und damit den Kompressor optimal vor einem Betrieb im instabilen Bereich zu schützen.

Das Verfahren wird nachfolgend anhand von Ausführungsbeispielen beschrieben, deren charakteristische Kennlinien jeweils dargestellt sind. Zum besseren Verständnis wird das Verfahren zunächst für einen Kompressor mit konstanter Drehzahl und konstanter Geometrie (feste Leitschaufeln und ohne Drosselarmatur) beschrieben. Anschließend wird das Verfahren verallgemeinert für beliebige Kompressoren. Es zeigen:

Fig. 1 die Kennlinie eines Kompressors mit konstanter Drehzahl und feststehender Geometrie;

Fig. 2 Kennlinien eines Kompressors für zwei Gase;

Fig. 3 Kennlinien eines Kompressors für fünf verschiedene Gase;

Fig. 4 Kennlinien eines Kompressors für ähnlich verschiedene Gase wie in Fig. 3;

Fig. 5 Kennlinien eines Kompressors für verschiedene Winkel der verstellbaren Leitschaufeln;

Fig. 6 Kennlinien eines Kompressors bei prozentualer Nenndrehzahl für zwei Gase und

Fig. 7 Regelkennlinien eines Kompressors mit Pumpgrenzen zweier Gase und eine gewählte Regellinie.

Fig. 1 zeigt die Kennlinie eines Kompressors mit konstanter Drehzahl und feststehender Geometrie.

Es gibt Kompressoren, bei denen das Kennfeld gemäß Fig. 1 unabhängig von der Gaszusammensetzung ist. Die Kennlinie im Kennfeld Δh über V ist derart ausgebildet, dass diese allgemeine Gültigkeit für alle geförderten Gase besitzt.

Andere Kompressoren sind derart konstruiert, dass sich für jede Gaszusammensetzung eine andere Kennlinie mit einem anderen Pumpgrenzpunkt ergibt.

Fig. 2 zeigt beispielsweise die Kennlinie eines Kompressors, dessen Kennlinienverlauf und damit auch die Lage des Pumpgrenzpunktes abhängig ist von der Gaszusammensetzung.

Der wesentliche Unterschied zwischen dem Fall gemäß Fig. 1 und Fig. 2 besteht nun darin, dass bei einer universell gültigen Kennlinie gemäß Fig. 1 die Kennlinie und damit der Pumpgrenzpunkt nur für eine Gaszusammensetzung errechnet zu werden braucht. Bei den Abnahmemessungen im Prüffeld braucht der Verlauf der Kennlinie nur für ein Gas verifiziert zu werden.

Wenn für jede Gaszusammensetzung, wie in Fig. 2 gezeigt, eine andere Kennlinie wirksam wird, ist der Kompressor thermodynamisch für alle vorkommenden Gaszusammensetzungen oder zumindest für einige repräsentative Gaszusammensetzungen auszulegen. Im Prüffeld sind die Kennlinien dann durch entsprechende Messungen mit verschiedenen Gasen zu verifizieren.

Für das nachfolgend beschriebene Verfahren ist der aufgezeigte Unterschied nicht von besonderer Bedeutung. Der Unterschied wird lediglich der Vollständigkeit halber erwähnt.

Nachfolgend soll zunächst von einem Kompressor gemäß Fig. 1 ausgegangen werden.

Zur Bestimmung der Lage des Arbeitspunktes im Kennfeld ist die genaue Bestimmung von Förderhöhe Δh und Volumenstrom V erforderlich. Dadurch kann die Lage des aktuellen Arbeitspunktes relativ zum Pumpgrenzpunkt erfaßt werden. Das setzt aufgrund der bekannten Formeln für die Förderhöhe Δh und den Volumenstrom V eine genaue Kenntnis von den Größen R , k und z voraus. Diese Größen sind jedoch häufig nicht bekannt. Daher wird davon ausgegangen, dass die Größen R , k und z meßtechnisch nicht erfassbar und zur Bestimmung von Δh und V nicht als bekannt einzusetzen sind. Bei der Bestimmung des Arbeitspunktes kann demnach nur ein einziger Parametersatz für R , k und z herangezogen werden. Unterschiedliche Parametersätze können nicht verwendet werden, da kein Kriterium vorliegt, nach dem zwischen den verschiedenen Parametersätzen umgeschaltet werden kann.

Üblicherweise werden zur Umschaltung auf verschiedene Parametersätze die Daten der Gaszusammensetzung verwendet, mit welcher der Kompressor die meiste Zeit betrieben wird, oder es werden die Werte der Gaszusammensetzung verwendet, für die der Kompressor ausgelegt wurde (nachfolgend auch Auslegungswerte genannt). Solange das geförderte Gas in seiner Zusammensetzung genau der Auslegung entspricht, wird die Lage des Arbeitspunktes im Kennfeld auch korrekt erfaßt.

Hat sich dagegen die Zusammensetzung des Gases geändert, kann wegen der meßtechnisch nicht erfaßbaren Größen R , k und z ein vorgesehener Rechner zur Bestimmung von Förderhöhe Δh und Volumenstrom V diese Werte nicht mehr korrekt bestimmen. Statt der korrekten Werte für R , k und z verwendet der Rechner lediglich nicht korrekt vorgegebene Werte. Es stellt sich ein Fehler ein, dessen Größe abhängig ist von der Abweichung der

aktuellen Gaszusammensetzung von den in den Berechnungsformeln für Δh und V verwendeten Auslegungswerten.

Die Kennlinie aus Fig. 1 läßt sich unter Kenntnis der angenommenen Fehler aufgrund der meßtechnisch nicht erfaßbaren Größen von R , k und z in „fiktive“ Kennlinien umwandeln. Dann entstehen die Kennlinien, die der Pumpgrenzregler unter Verwendung der nicht korrekt vorgegebenen Werte für R , k und z ermittelt.

Fig. 3 zeigt den Verlauf der jeweiligen Kompressorkennlinien für verschiedene Gaszusammensetzungen gemäß Fig. 1, wie der Verlauf von einem Pumpgrenzregler ohne Kenntnis der tatsächlichen Gaszusammensetzung erfaßt wird. Für jedes Gasgemisch ergibt sich eine andere Kennlinie mit einem anderen Pumpgrenzpunkt. Aus dem Pumpgrenzpunkt in Fig. 1 werden verschiedene Pumpgrenzpunkte, die sich durch eine Linie verbinden lassen. Aus dem Pumpgrenzpunkt in Fig. 1 wird somit eine „fiktive“ Pumpgrenzlinie.

Innerhalb der Pumpgrenzregelung läßt sich die fiktive Pumpgrenzlinie nachbilden, und dem Schutzsystem des Kompressors (Pumpgrenzregelung) kann eine Regellinie gemäß der „fiktiven“ Pumpgrenzlinie vorgegeben werden. Hierzu werden normale Merkmale der Pumpgrenzregelung verwendet. Jede Pumpgrenzregelung ist z.B. ausgelegt, einen Kompressor mit variabler Drehzahl oder variabler Geometrie zu regeln. Jeder solcher Kompressoren wird durch ein Kennfeld mit verschiedenen Drehzahlkennlinien oder verschiedenen Geometrien (Leitschaufelstellung oder Drosselklappenstellung) beschrieben. Jede der Kennlinien eines solchen „normalen“ Kompressors endet in einem Pumpgrenzpunkt. Die Verbindung solcher Pumpgrenzpunkte ergibt die Pumpgrenzlinie. Analog hierzu ergibt sich für einen Kompressor

mit fester Geometrie und fester Drehzahl bei variabler Gaszusammensetzung eine Pumpgrenzlinie von gleicher Ausprägung. Der Pumpgrenzregler bedarf also keiner zusätzlichen Merkmale, um auch den Fall beliebiger variabler Gaszusammensetzung bei fester Geometrie und fester Drehzahl abzudecken.

Das Verfahren arbeitet nach der Methode, dass der Regelungsfehler, der sich beim Pumpgrenzregler eines Kompressors aufgrund der nicht bekannten tatsächlichen Gaszusammensetzung ergibt, bei der Ermittlung der „fiktiven“ Pumpgrenze vorherbestimmt wird. Dem Pumpgrenzregler wird der sich

zwangsläufig ergebende Fehler somit vorab überlagernd durch den vorgesehenen Rechner aufgeschaltet, bei dem der auftretende Fehler vorab berücksichtigt worden ist. Der Kompressor kann durch die vorherige Berücksichtigung der auftretenden Fehler beim Betrieb eines Kompressors mit verschiedenen Gasen sicher und genau geschützt werden, auch wenn die Gaszusammensetzung des tatsächlich geförderten Gases gar nicht bekannt ist.

Das Verfahren läßt sich auch bei einem Kompressor anwenden, dessen Kennlinienverlauf eine Abhängigkeit von der Gaszusammensetzung gemäß Fig. 2 aufweist. Für die Bestimmung der Größen δh und V beim Pumpgrenzregler sollen beispielhaft die Daten für die Gaszusammensetzung verwendet werden, mit welcher der Kompressor häufig betrieben wird. Die entsprechenden Daten seien die gemäß der oberen Kennlinie in Fig. 2.

In Fig. 4 sind ähnlich wie in Fig. 3 fünf Kennlinien aufgetragen. Die obere Kennlinie entspricht exakt der oberen Kennlinie gemäß Fig. 3. Die anderen Kennlinien sind gegenüber denen in Fig. 3 verschoben. Die Kennlinien wurden derart umgewandelt, dass statt der korrekten Werte für R , k und z die gleichen Werte eingesetzt wurden, wie sie für die anderen

Kennlinien gelten. Damit entspricht die Darstellung in Fig. 4 der Darstellung in Fig. 3. In beiden Fällen ergibt sich eine „fiktive“ Pumpgrenze, die universelle Gültigkeit besitzt, auch wenn die Zusammensetzung des aktuell geförderten Gases nicht bekannt ist.

Aus der „fiktiven“ Pumpgrenzlinie gemäß Fig. 3 und 4 lässt sich eine universelle Regellinie herleiten, die den Kompressor auch ohne Kenntnis der Gaszusammensetzung im gesamten Einsatzbereich optimal schützt.

Es ist gleichgültig, welcher Parametersatz für welche Gaszusammensetzung verwendet wird, wichtig ist lediglich, dass stets der gleiche Parametersatz verwendet wird.

Der Zweck der Pumpgrenzregelung besteht darin, den Kompressor stets so dicht wie möglich an der Pumpgrenze zu betreiben. Dazu wird eine Regeldifferenz aus minimal zulässigem Durchfluss und aktuellem Durchfluss gebildet und dem Pumpgrenzregler aufgeschaltet. Die fiktive Pumpgrenzregellinie erhält durch die Bildung einer Regeldifferenz einen derartigen Verlauf, dass die auftretenden Rechenfehler aufgrund der nicht bekannten Größen R , k und z einer Gaszusammensetzung bei der Bestimmung von Δh und aktuellem Volumenstrom V sich gegenseitig aufheben.

Wird die so ermittelte Pumpgrenzregellinie innerhalb der Pumpgrenzregelung verwendet, ist der Kompressor stets ausreichend vor Betrieb im instabilen Kennfeldbereich geschützt, auch wenn die Gaszusammensetzung größeren Schwankungen unterworfen ist.

Etwas aufwendiger wird das Verfahren, wenn der Kompressor mit variabler Drehzahl bzw. mit variabler Geometrie (Leitschaufeln,

Dralldrossel oder Drosselarmatur) und variabler Gaszusammensetzung betrieben wird. Bei Kompressoren einer solchen Bauart ergibt sich allein bei konstanter Gaszusammensetzung schon eine Pumpgrenzlinie bzw. eine Pumpgrenzregellinie. Bekanntermaßen darf der Kompressor niemals jenseits, d.h. links der Pumpgrenzlinie betrieben werden. Damit dies sichergestellt werden kann, wird eine Regellinie rechts von der Pumpgrenze in ausreichendem Sicherheitsabstand derart positioniert, dass der Pumpgrenzregler auch unter extremen Betriebsbedingungen den Kompressor stets außerhalb des Pumpgrenzbereichs betreiben kann.

Es gibt eine ganze Reihe von Turbokompressoren, insbesondere vielstufige Maschinen, bei denen insbesondere der Verlauf der Pumpgrenzlinie im Kennfeld abhängig ist von der Gaszusammensetzung.

Bei variabler Geometrie bzw. variabler Drehzahl und variabler Gaszusammensetzung kann sich für jede Gaszusammensetzung ein anderer Verlauf der Pumpgrenzlinie bzw. der Pumpgrenzregellinie ergeben. Aus der Pumpgrenzlinie bzw. der Pumpgrenzregellinie wird eine Schar von Pumpgrenzlinien und Pumpgrenzregellinien.

Jede Kennlinie des ursprünglichen Kennfelds (Fig. 5) wird nach dem zuvor beschriebenen Verfahren für die verschiedenen Gaszusammensetzungen vorherbestimmt. Aus dem Pumpgrenzpunkt der Kennlinie ergibt sich eine Pumpgrenzlinie, die nur Gültigkeit für diese Drehzahl bzw. diese Drosselklappenstellung oder Leitschaufelstellung hat. Eine Anwendung dieses Verfahrens auf alle Kennlinien des Ursprungskennfelds führt zu einer Schar von Pumpgrenzlinien. Jede dieser Linien gilt für eine Drehzahl oder Leitschaufelstellung oder Drosselklappenstellung. Da Drehzahl und Stellung der Drosselklappe oder Leitschaufel meßtechnisch

einfach erfasst werden können, kann dem Pumpgrenzregler stets die für die jeweilige Drehzahl und Drosselklappenstellung oder Leitschaufelstellung gültige Pumpgrenzlinie vorgegeben werden. Zwischen den Kennlinien kann über die zentrale Rechneinheit interpoliert werden, so dass die Vorgabe nur für eine begrenzte Zahl von Kennlinien erfolgen muss.

Ein anderer, einfacherer Ansatz verzichtet auf die Messung von Drehzahl und Leitschaufelstellung oder Drosselklappenstellung. Hierdurch wird der apparative Aufwand einfacher und damit das Gesamtsystem kostengünstiger, allerdings wird der nutzbare Kennfeldbereich etwas eingeschränkt, da bei diesem Verfahren stets vom ungünstigsten Fall ausgegangen wird.

Ein Vorteil des vereinfachten Ansatzes ist, dass eine klassische Pumpgrenzregelung ohne jegliche Modifikation zum Schutz solcher Kompressoren eingesetzt werden kann. Hierzu sind vorzugsweise die erforderlichen Pumpgrenzpunkte für die verschiedenen Kompressor-geometrien bzw. Drehzahlen und die möglichen Gaszusammensetzungen in einem gemeinsamen Kennfeld zu berücksichtigen. Hierdurch ergibt sich ein Pumpgrenzband. Der Verlauf der für die Pumpgrenzregelung maßgebenden Pumpgrenzlinie ergibt sich durch eine Verbindung der jeweils am weitesten rechts, d.h. bei den größten Volumenströmen liegenden Pumpgrenzpunkte. Hierdurch ist sichergestellt, dass unabhängig von der jeweils gefahrenen, aber unbekannten Gaszusammensetzung ein ausreichender Sicherheitsabstand zur aktuellen Pumpgrenze besteht.

Fig. 6 zeigt die beiden Kennfelder einer Pumpgrenzregelung bei prozentualer Nenndrehzahl für zwei Gase.

Fig. 7 zeigt die Lage der vorherbestimmten „fiktiven“ Pumpgrenzlinien für die beiden Gase sowie die zugehörige gewählte Regellinie, deren Lage sich an der am weitesten rechts liegenden Pumpgrenze orientiert.

Durch die Änderung der Gaszusammensetzung erweitert sich die fiktive Pumpgrenzlinie bzw. die universelle Pumpgrenzregellinie zu einem Kennfeld fiktiver Pumpgrenzlinien bzw. universeller Regellinien.

Dargestellt sind die Kennfelder fiktiver Pumpgrenzlinien oder universeller Regellinien in den Fig. 5 und 6. Aus der Kennlinie in Fig. 1 wird aufgrund der variablen Drehzahl bzw. der variablen Geometrie das Kennfeld gemäß Fig. 5. Jede dieser Kennlinien (für feste Gaszusammensetzung) gemäß Fig. 5 läßt sich nach dem oben beschriebenen Verfahren in ein Kennfeld (für variable Gaszusammensetzung) umwandeln. Da jede der Kennlinien durch einen Pumpunkt begrenzt wird, ergibt sich in jedem der Kennfelder eine Pumpgrenzlinie. Da jede Kennlinie in Fig. 5 durch eine feste Drehzahl und eine feste Kompressorgeometrie gekennzeichnet ist, wird auch jedes Kennfeld in Fig. 6 und damit jede Pumpgrenzlinie in Fig. 6 durch eine feste Drehzahl und eine feste Kompressorgeometrie charakterisiert.

Da sowohl Drehzahl als auch Kompressorgeometrie (veränderbar durch verstellbare Leitschaukeln oder Drosselarmaturen) meßtechnisch leicht erfassbar sind, kann durch Messung der Drehzahl und der Kompressorgeometrie stets die für die jeweilige Betriebsweise relevante Kennlinie ausgewählt werden.

Dabei können Betriebspunkte zwischen zwei Kennlinien durch numerische Interpolation genau bestimmt werden.

Patentansprüche:

1. Verfahren zum sicheren Betreiben von Turbokompressoren mit einer Pumpgrenzregelung und einem Pumpgrenzregelventil, wobei der Kompressor Gase mit unterschiedlicher Zusammensetzung fördert und die Zusammensetzung des Gases (Molekulargewicht) das Kennfeld des Turbokompressors und damit die Lage der Pumpgrenze im Kennfeld beeinflusst, dadurch gekennzeichnet, dass die verschiedenen Zusammensetzungen der Gase mit dem Einfluss auf die Lage der Pumpgrenze und damit auch auf die Lage der Pumpgrenzregellinie kompensiert werden, indem innerhalb der Pumpgrenzregelung für die Erfassung von Förderhöhe Δh und Volumenstrom V vorbestimmte Auslegungswerte für Gaskonstante R , Isentropenexponent k und Kompressibilitätszahl z verwendet werden und in Form einer vorbestimmten Pumpgrenzlinie (Fig. 2, Fig. 4) innerhalb der Pumpgrenzregelung abgebildet werden, wobei Sollwert und Istwert für die Pumpgrenzregelung aus der Abbildung ermittelt werden und der Kompressor mit den ermittelten Soll- und Istwerten für die Pumpgrenzregelung mit einem minimal erforderlichen Abstand zur Pumpgrenze betrieben wird.
2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass eine Anzahl von Kennlinien mit konstanter Drehzahl oder mit konstanter Geometrie (Leitschaufelstellung oder Stellung einer Drosselarmatur) abgebildet wird, wobei eine Kurvenschar jeweils mit Pumpgrenzregellinien für eine konstante Drehzahl oder konstante Kompressor-geometrie beschrieben wird, dass zwischen den verschiedenen Kurven interpoliert und die Pumpgrenzregellinie bei jeder Drehzahl oder Kompressor-geometrie korrekt ermittelt wird und der Pumpgrenzregler mit dem minimal erforderlichen Abstand zur

Pumpgrenze betrieben wird.

3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass anstelle der Interpolation zwischen verschiedenen Pumpgrenzregellinien eine einzige „fiktive“ Regellinie abgebildet wird, deren Lage vom Kennfeld abhängig ist und von den am weitesten rechts liegenden Pumpunkten bestimmt wird.
4. Verfahren zum sicheren Betreiben von Turbokompressoren mit einer Pumpgrenzregelung und einem Pumpgrenzregelventil, wobei der Kompressor Gase mit unterschiedlicher Zusammensetzung fördert und die Zusammensetzung der einzelnen Gase (Molekulargewicht) das Kennfeld des Turbokompressors und damit die Lage der Pumpgrenze im Kennfeld unbeeinflusst läßt, dadurch gekennzeichnet, dass innerhalb der Pumpgrenzregelung für die Erfassung von Förderhöhe Δh und Volumenstrom V ein vorbestimmter Auslegungswert für Gaskonstante R , Isentropenexponent k und Kompressibilitätszahl z verwendet wird und in Form einer vorbestimmten Pumpgrenzlinie (Fig. 1) innerhalb der Pumpgrenzregelung abgebildet wird, wobei Sollwert und Istwert für die Pumpgrenzregelung aus der Abbildung ermittelt werden und der Kompressor mit den ermittelten Soll- und Istwerten für die Pumpgrenzregelung mit einem minimal erforderlichen Abstand zur Pumpgrenze betrieben wird.

Zusammenfassung

es wird ein Verfahren zum sicheren Betreiben von Turbokompressoren mit einer Pumpgrenzregelung und einem Pumpgrenzregelventil angegeben, wobei der Kompressor Gase mit unterschiedlicher Zusammensetzung fördert und die Zusammensetzung des Gases (Molekulargewicht) das Kennfeld des Turbokompressors und damit die Lage der Pumpgrenze im Kennfeld beeinflusst. Dabei werden die verschiedenen Zusammensetzungen der Gase mit dem Einfluss auf die Lage der Pumpgrenze und damit auf die Lage der Pumpgrenzregellinie kompensiert, indem innerhalb der Pumpgrenzregelung für die Erfassung von Förderhöhe Δh und Volumenstrom V vorbestimmte Auslegungswerte für Gaskonstante R , Isentropenexponent k und Kompressibilitätszahl z verwendet werden und in Form einer vorbestimmten Pumpgrenzlinie (Fig. 2, Fig. 4) innerhalb der Pumpgrenzregelung abgebildet werden, wobei Sollwert und Istwert für die Pumpgrenzregelung aus der Abbildung ermittelt werden und der Kompressor mit den ermittelten Soll- und Istwerten für die Pumpgrenzregelung mit einem minimal erforderlichen Abstand zur Pumpgrenze betrieben wird. (Fig.4)

Fig. 1

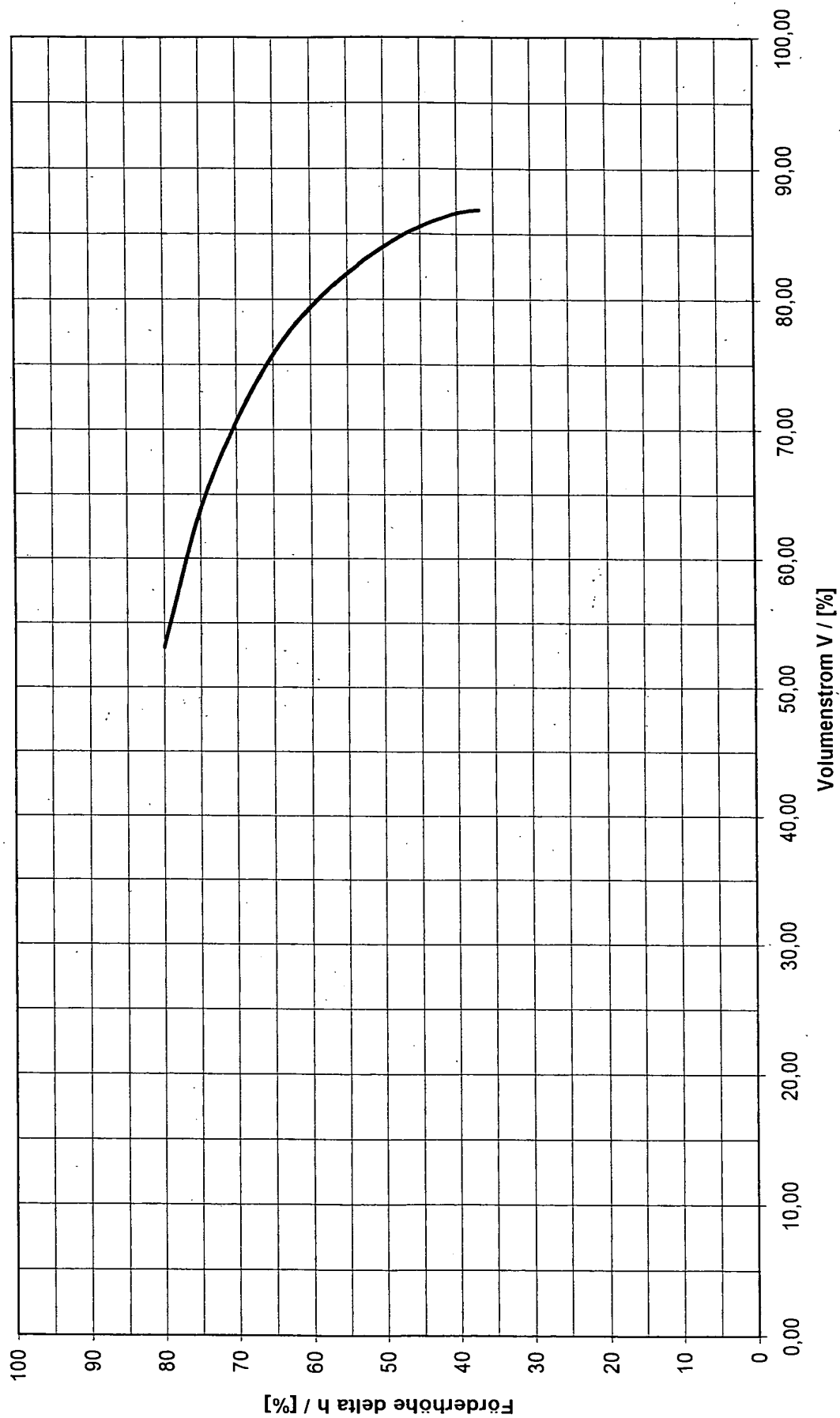


Fig. 2

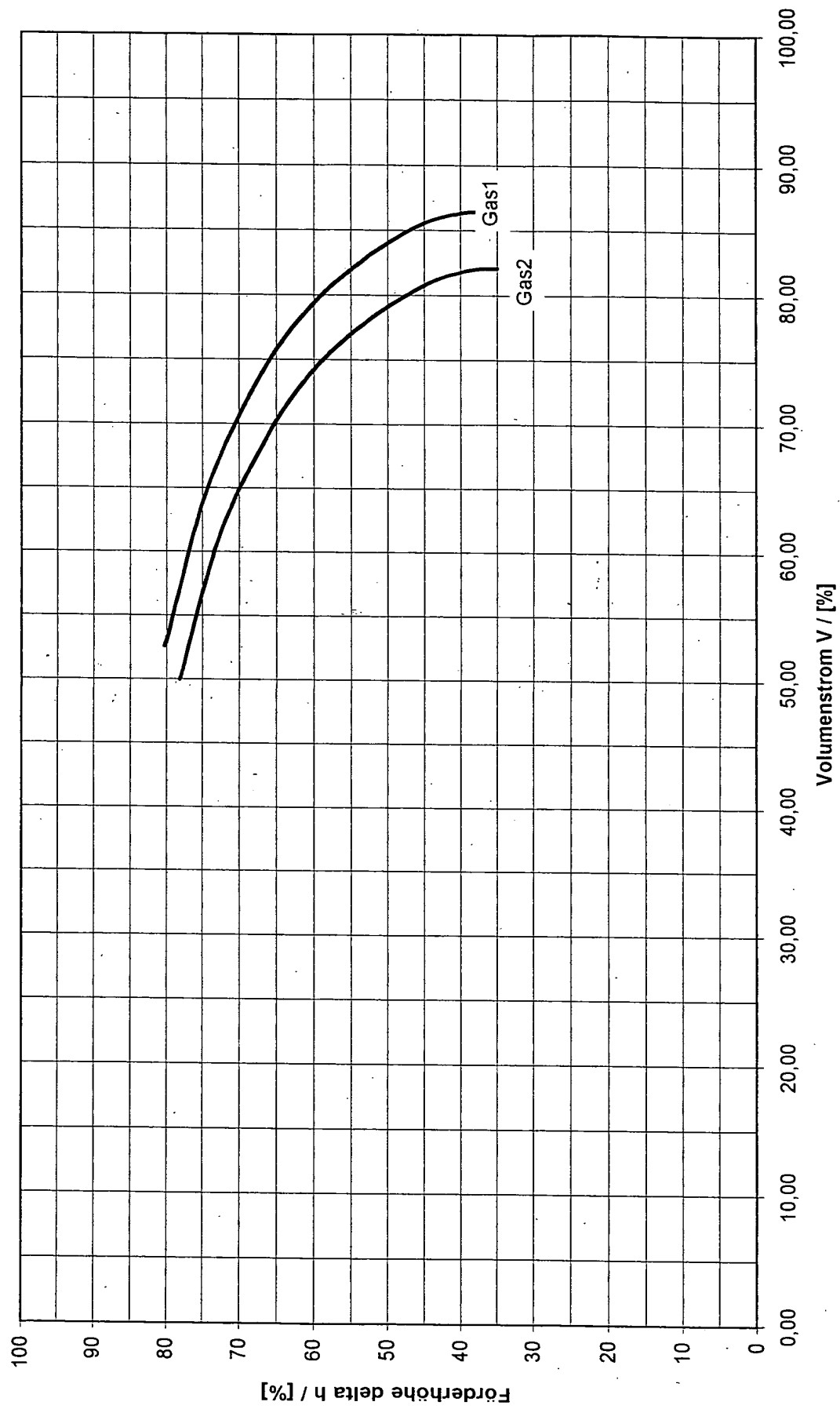


Fig. 3

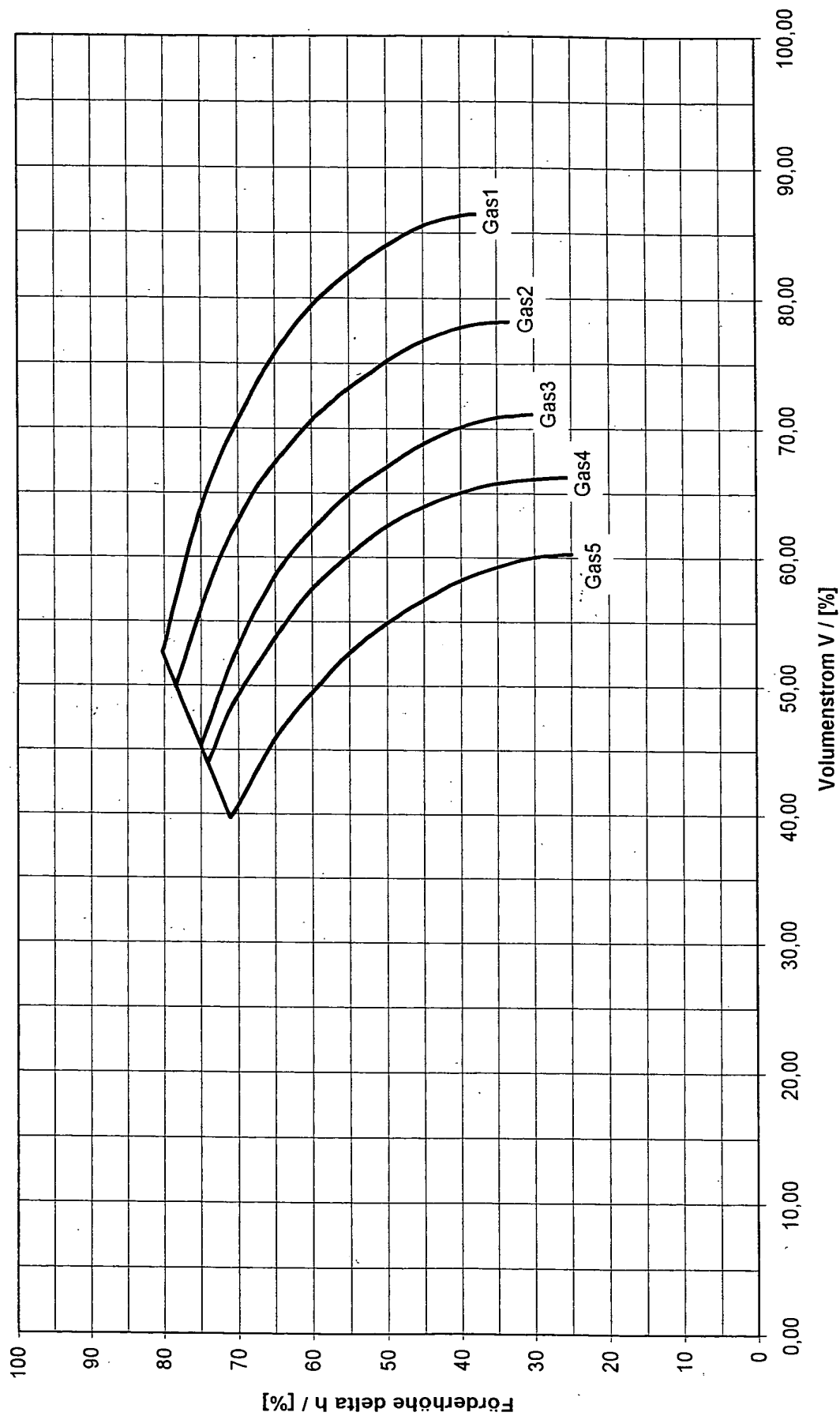


Fig. 4

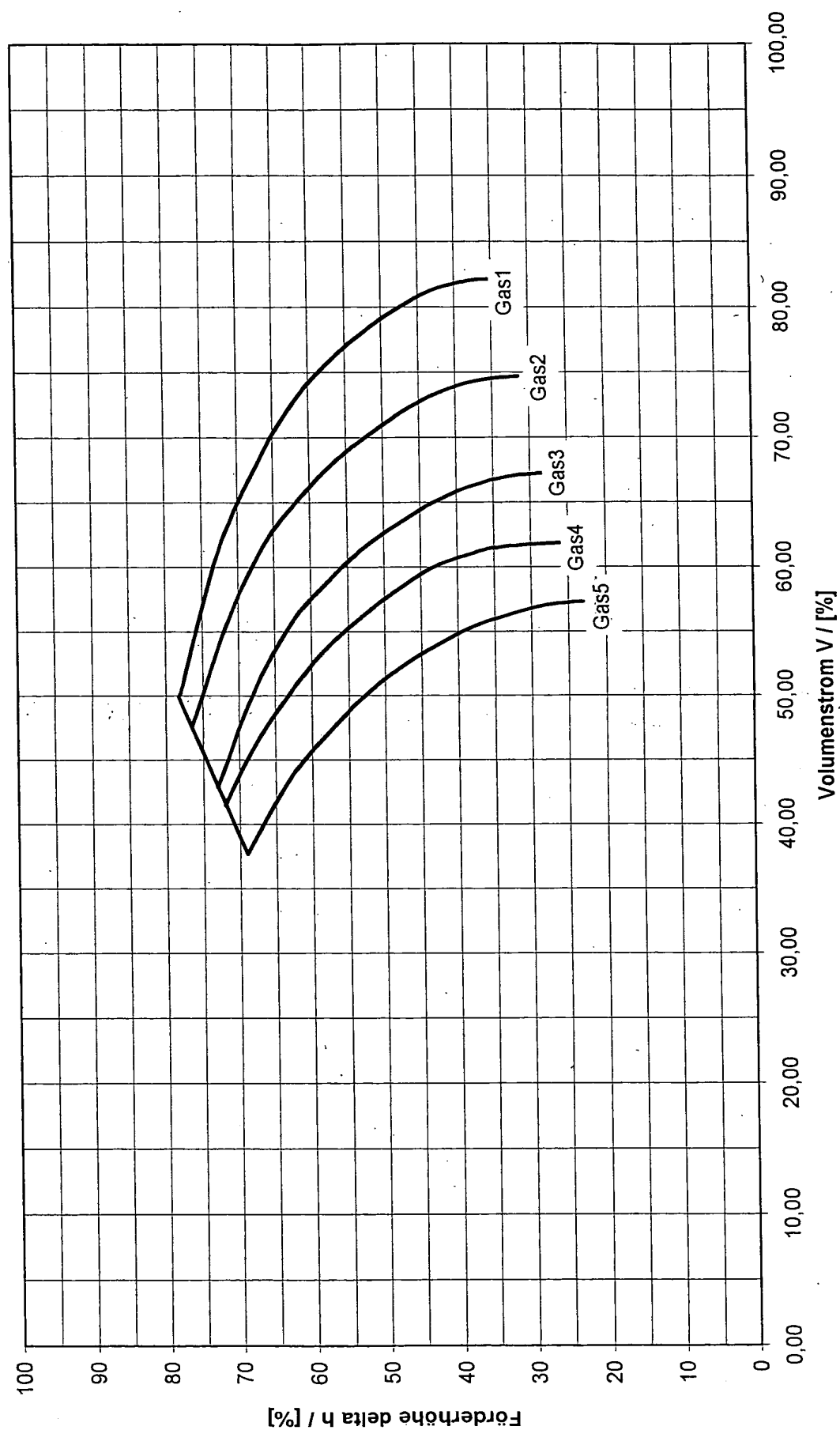
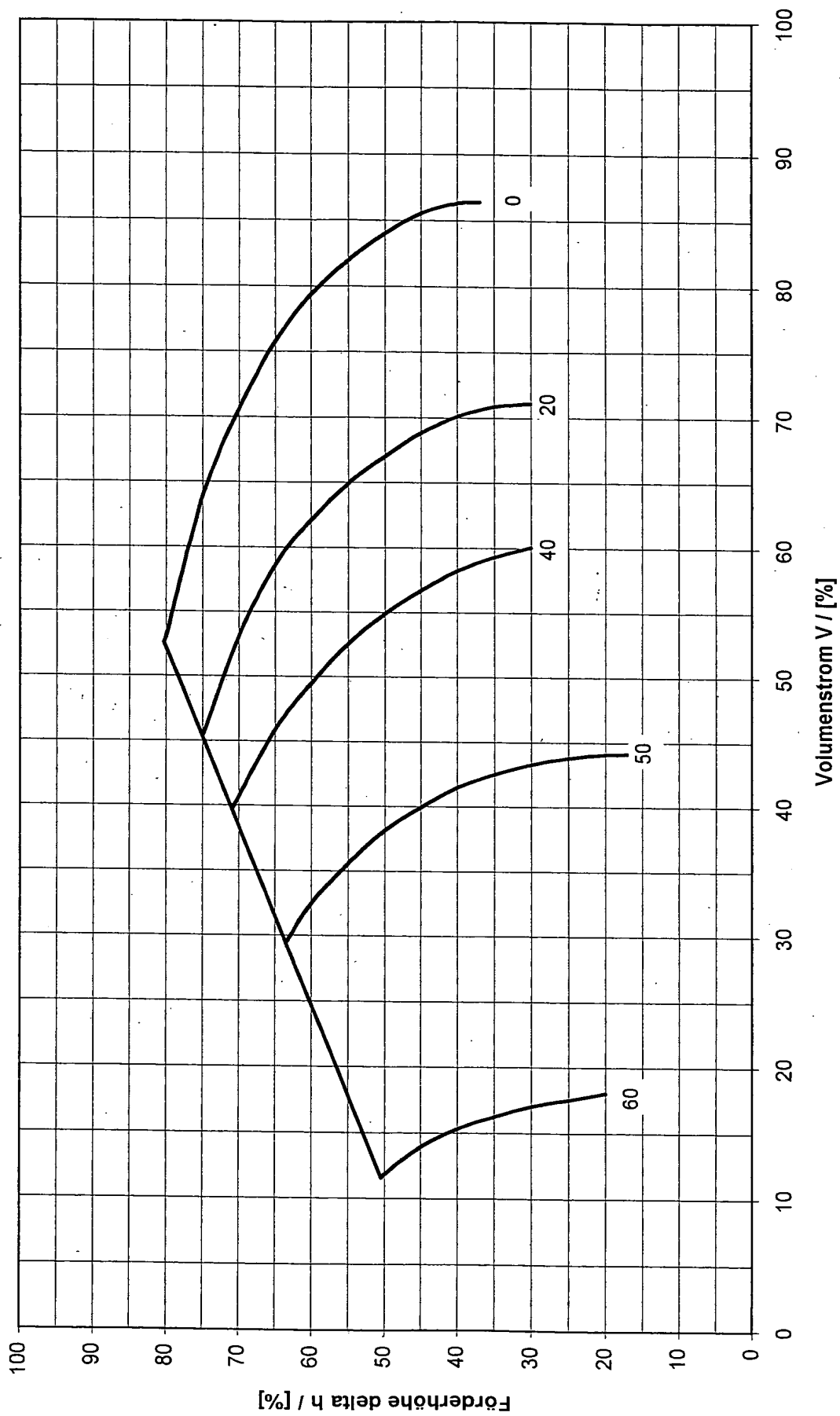


Fig. 5



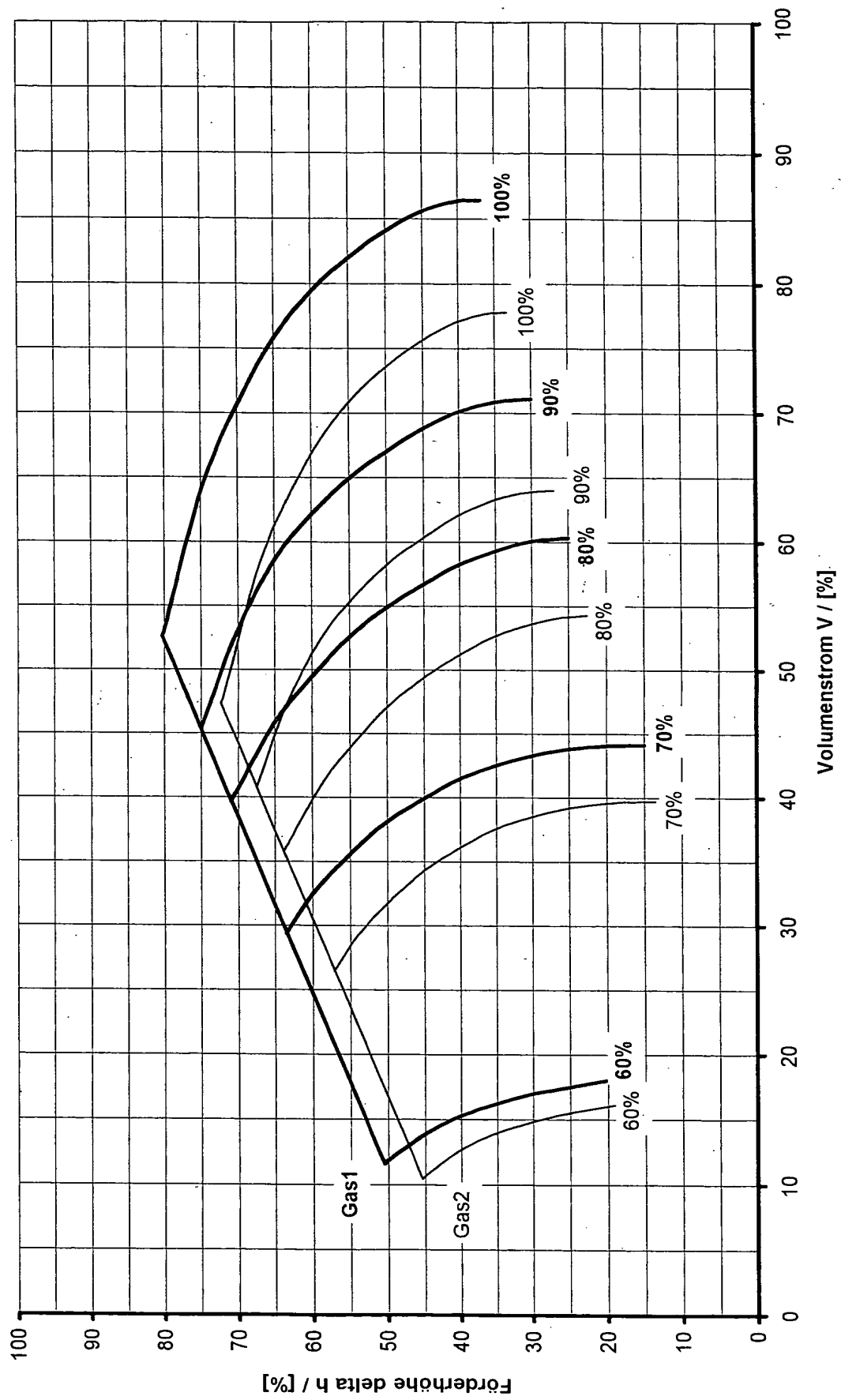


Fig. 7

